

## 체크밸브의 설계변수가 스크롤 압축기 성능에 미치는 영향

김명균\* · 이진갑\* · 김현진\*\*

### Effects of Design Variation of Check Valve on the Scroll Compressor Performance

Myeong Kyun Kim\*, Jin Kab Lee\*, Hyun Jin Kim\*\*

Key Words: Scroll Compressor(스크롤 압축기), Check Valve(체크밸브), Efficiency(효율)

#### ABSTRACT

An analytical study has been carried out to investigate the effects of the check valve installation on the volumetric and adiabatic efficiencies in a scroll compressor. Both the valve displacement limit and the valve stiffness affected the valve motion, the pressure upstream of the valve, and the pattern of the mass flow through the valve to the discharge plenum. Nonetheless, the presence of the check valve did not cause any noticeable change in the volumetric efficiency. Only a slight increase in the compression work was needed to overcome the pressure increase in front of the valve. The pressure build-up upstream of the valve can be alleviated with the larger limit of the valve lift and a smaller valve stiffness.

#### 1. 서 론

에어콘에 사용되는 밀폐형 냉매 압축기중 스크롤 압축기는 종래의 왕복동 압축기나 로타리 압축기와는 달리 흡입 및 토출밸브가 없어 높은 체적효율 및 압축 효율을 얻을 수 있기 때문에 근래 적용이 확산되고 있다. 하지만 압축기 운전정지시 선회부재가 역회전하는 것을 방지하기 위해서 스크롤 압축기에서는 체크밸브를 사용한다. 통상적으로 체크밸브의 설치위치는 토출 가스가 토출실을 최종적으로 빠져나오는 토출관 입구에 정해지거나, 아니면 Fig. 1과 같이 고정부재와 선회부재가 형성하는 여러 쌍의 압축실을 거쳐 고정부재의

기관 중앙에 뚫려 있는 토출구에서 토출실로 유입되는 통로에 정해주는 경우 등이 있다.

전자의 경우에는 냉매가스가 압축기의 토출실을 다 거쳐 지나간 위치인 토출관에 체크밸브가 존재하므로, 체크밸브의 존재 자체가 가스압축 과정에는 전혀 영향을 주지 않는다. 하지만 압축기의 운전이 정지되었을 때, 토출관 입구에 설치된 체크밸브로 인해 토출관에서 압축기 내부의 토출실로는 냉매의 역류가 발생하지 않지만, 토출실내의 냉매가스는 고정부재 기관 중앙의 토출구를 통해 압축실로 역류해 들어가서 선회부재를 역회전 시켜주게 된다. 이러한 선회부재의 역회전은 토출실내의 가스압과 압축실내의 가스압이 평형을 이루기까지 지속되는데 이러한 역류과정은 선회 및 고정부재의 랩(wrap) 안전을 위협할 수도 있다. 이와 같은 토출실내 가스의 압축실로의 역류를 방지하려면 체크

\* LG전자 홈어플라이언스 연구소

\*\* 인천대학교 기계공학과

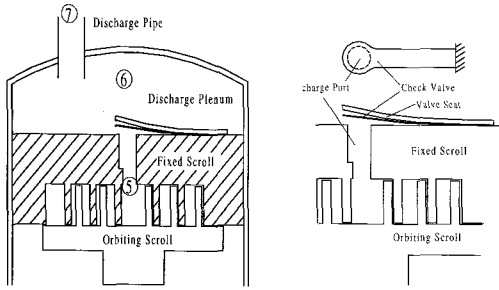


Fig. 1 Check valve in a scroll compressor.

밸브를 Fig. 1에서와 같이 토출실 입구에 설치한다. 이 경우에는 압축실을 빠져 나온 가스의 통로상에 체크밸브가 위치하게 되므로 이러한 체크밸브 설치가 가스압축 성능에 미치는 영향을 조사하여 이로 인한 성능상의 손실을 최소화하도록 밸브를 설계하는 것이 매우 중요하다. 근래 압축기 운전정지시 압축부의 신뢰성 확보 및 소음저감을 위해 체크밸브의 중요성이 부각되어 작동성 및 소음저감에 대한 연구<sup>(1-2)</sup>가 많이 진행되고 있으나, 운전시 체크밸브가 효율에 미치는 영향에 대한 연구는 없었다. 따라서 본 연구에서는 토출구와 토출실 사이에 리드(reed)형의 체크밸브를 설치할 경우 체크밸브가 스크롤 압축기의 효율에 미치는 영향을 밸브 강성과 밸브 최대변위의 관점에서 해석적으로 살펴보고자 한다.

## 2. 모델링 및 이론해석

본 연구에 사용한 스크롤 압축기의 선회부재 및 고정부재의 랩 형상은 Fig. 2와 같다. 선회부재 랩의 선단이 고정부재의 몸체쪽에 접하면 검사체적 2A가 형성되고, 선회부재 랩의 선단이 고정부재의 랩쪽에 접하면 검사체적 2B가 형성된다. 크랭크각이 전진함에 따라 이러한 한 쌍의 압축실은 점차 중앙부로 밀려가면서 동시에 체적은 감소하게 되어 그 내부를 채우고 있는 가스의 압축이 일어나게 된다.

Fig. 3은 이러한 밀폐체적의 크기가 크랭크각에 따라 변화하는 양상을 보여준다. 압축실 A는 크랭크각 0°에서, 압축실 B는 크랭크각 180°에서 각각 흡입이 시작된다. 이는 고정부재 랩의 인볼류트 끝각이 선회부재의 것보다 180° 크기 때문이며, 이로 인해 압축실 A의 행정체적이 압축실 B의 행정체적보다 큰 비대칭 스크롤 형상이다.

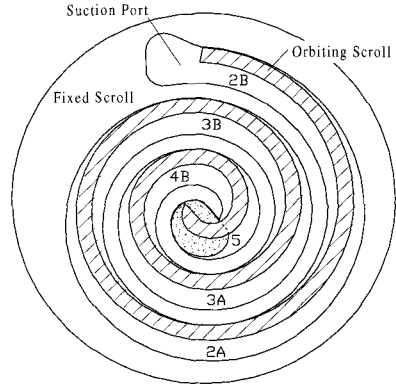


Fig. 2 Asymmetric configuration of the compression chamber

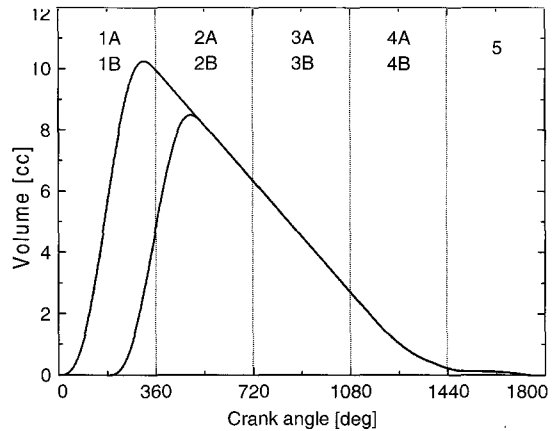


Fig. 3 Volume curves

압축실내의 가스압력 계산은 단열압축을 가정하여 다음과 같이 구할 수 있다. 먼저 압축실의 체적  $V(\theta)$ 와 그때의 압축실 내의 가스질량  $M(\theta)$ 로부터 밀도  $\rho(\theta) = M(\theta)/V(\theta)$ 를 구하고 이로부터 압력을 식 (1)과 같이 구한다.

$$p(\theta) = p_s (\rho(\theta)/\rho_s)^\gamma \quad (1)$$

여기서  $p_s$ ,  $\rho_s$ 는 흡입가스의 압력과 밀도이며, 단열 압축지수  $\gamma = 1.178$ 이다. 가스질량  $M(\theta)$ 는 인접한 압축실과의 가스누설 및 토출실과 연결되었을 경우에 대해 토출질량을 고려하면 식 (2)와 같다.

$$M(\theta) = M(\theta - \Delta\theta) - m\omega\Delta\theta \quad (2)$$

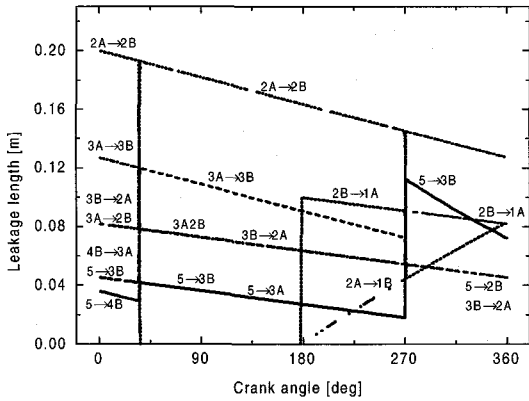


Fig. 4 Leakage path

여기서  $\Delta\theta$ 는 크랭크각  $0.1^\circ$ 에 해당한다. 토출 질량 유동을  $\dot{m}$ 는 가스누설을 오리피스유동으로 간주하여 식 (3)으로부터 구할 수 있다.

$$\dot{m} = C_d A_{drain} P_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{P_r^{2/k} - P_r^{(k+1)/k}} \quad (3)$$

여기서  $C_d$ 는 유량계수,  $T$ ,  $R$ ,  $k$ 는 각각 온도, 기체 상수 및 비열상수이며,  $P_r$ 은 누설경로 또는 토출경로 상, 하류의 압력  $P_u$ ,  $P_b$ 의 비로써  $P_r = P_u/P_b$ 와 같다. 누설면적  $A_{drain}$ 은 누설경로에 따라 정해지며, 반경방향 누설시에는 Fig. 4에 표시된 누설길이에 축방향 간극을 곱해 준 면적이며, 접선방향 누설시에는 반경방향 간극에 랩높이를 곱해 준 면적이다.

Fig. 4에서 2A2B는 압축실 2A에서 압축실 2B로의 누설길이를 나타낸다. 이 경우 비대칭 형상으로 인해 대칭 형상의 스크롤보다 누설경로가 많아진다. 토출시의  $A_{drain}$ 은 Fig. 5와 같은 변화를 보인다. 여기서 압축실 A가 작아져서 토출구 검사체적과 하나로 간주되는 각도인  $991^\circ$ 이전에만 토출을 고려한다. 압축실 B의 경우 토출 종료각은  $1114^\circ$ 이다.

토출구를 지난 가스는 Fig. 1의 검사체적 ⑤에서 검사체적 ⑥으로 진행되면서 체크밸브를 통과하게 된다. 체크밸브의 변위는 밸브에 작용하는 힘들의 평형으로부터 결정되며, 식 (4)는 체크밸브의 운동을 표현한다.

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = F_{56}(t) = A_{56}(P_5 - P_6) \quad (4)$$

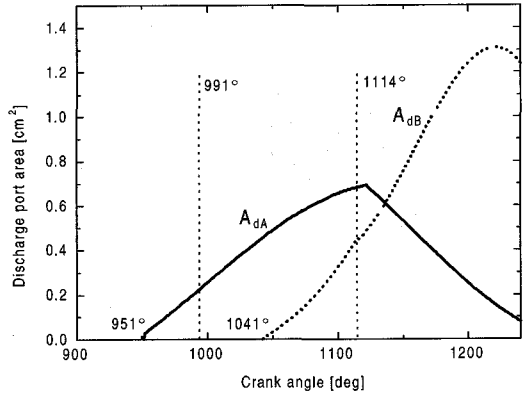


Fig. 5 Drain area

여기서  $m$ 은 밸브의 유효질량,  $C$ 는 밸브의 감쇄계수,  $k$ 는 밸브의 스프링상수이다.  $F_{56}$ 은 밸브전후에 작용하는 가스압의 차로 인한 힘으로서 유효힘 면적  $A_{56}$ , 밸브전의 압력  $P_5$  및 밸브후의 압력  $P_6$ 로 구성된다. 밸브의 변위와 토출구 가스압력은 서로 영향을 주어 토출구 가스압  $P_5$ 가 크면 밸브에 작용하는 가스력이 커지고 이는 곧 밸브의 변위증대로 이어지며, 밸브변위가 커지면 토출포트에서 토출실로의 질량유량이 증가하므로 이는 토출구 가스압  $P_5$ 를 낮추어 준다. 그러므로, 가스압과 체크밸브운동의 계산은 동시에 수행되어야 한다. 가스압 계산에 대한 자세한 내용은 참고문헌<sup>(1-2)</sup>에 나와 있다. 체크밸브의 최대변위는 밸브시트의 위치로 결정된다.

### 3. 계산 결과 및 고찰

체크밸브가 스크롤 압축기의 질량유량과 압축일에 끼치는 영향을 살펴보기 위해 체크밸브의 설계변수를 변화시켜 가며 성능해석을 수행하였다. 성능해석을 위한 운전조건은 Table 1, 연구에 사용한 스크롤의 사양은 Table 2에 주어져 있다.

체크밸브의 사양은 유효질량( $m$ ) 2g, 감쇄계수( $C$ ) 20g/s, 스프링상수( $k$ ) 310 N/m 이다. 체크밸브의 설계 변수로는 밸브의 스프링상수  $k$ , 밸브의 최대변위  $y$ , 밸브포트의 직경 등 여러 가지가 있으나, 여기서는 밸브의 스프링상수와 밸브의 최대변위만을 조사의 대상으로 하였다. 기준이 되는  $k_0=310$  N/m이고,  $y_{m0}=4.5$  mm 이다.

먼저 체크밸브의 스프링상수  $k$ 의 값을 변화시켜 가며 성능해석을 수행한 결과를 Fig. 6(a)~(e)에 나타내었다.

Table 1 Operating condition for performance analysis

Refrigerant	R22	Suction pressure	0.625 MPa
Operating speed	3500rpm	Discharge pressure	2.147 MPa

Table 2 Scroll wrap specification

Base Circle Radius	Wrap Thickness	Wrap Height	Wrap End Angle
1.8mm	3.3mm	20mm	1258° 1078°

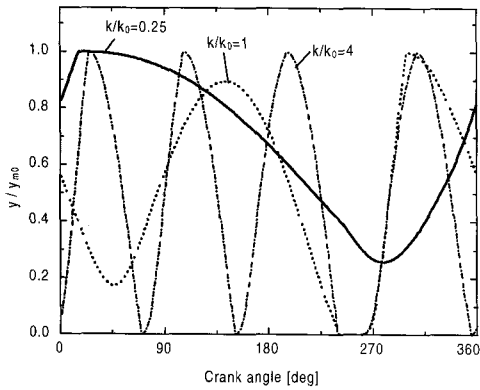


Fig. 6(a) Effect of check valve stiffness on valve motion

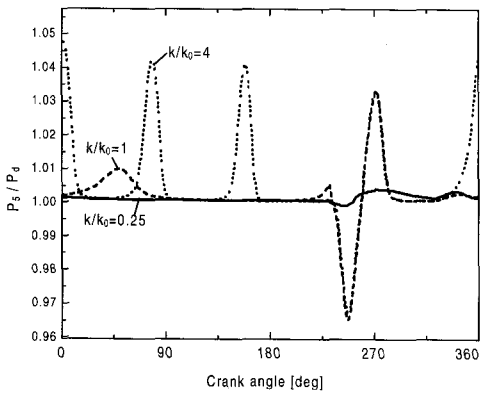


Fig. 6(b) Effect of check valve stiffness on discharge port pressure

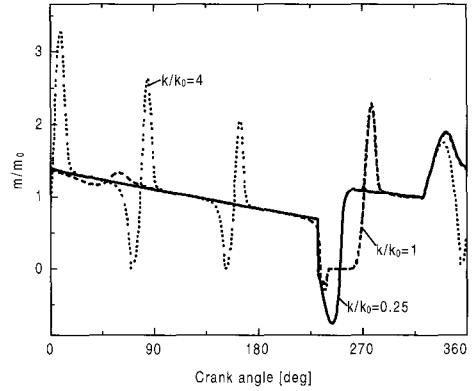


Fig. 6(c) Effect of check valve stiffness on mass flow rate through discharge port,  $\dot{m}_{56}$ .

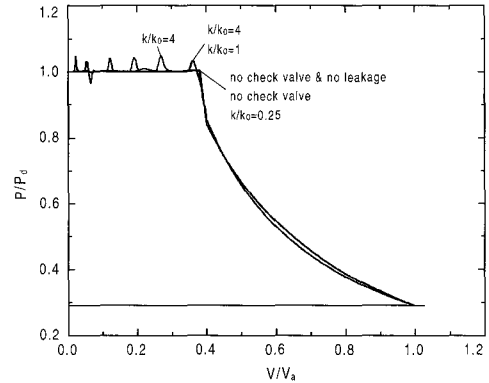


Fig. 6(d) Effect of check valve stiffness on p-v diagram of chamber A without check valve.

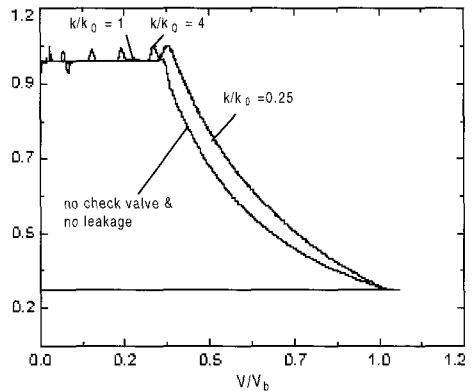


Fig. 6(e) Effect of check valve stiffness on p-v diagram of chamber B without check valve.

Fig. 6(a)는 크랭크각에 따른 밸브의 변위를 보여준다. 여기서  $k_0$ 는 기준치를 나타낸다.  $k/k_0=0.25$ 에서는 전구간에 걸쳐 체크밸브가 항상 열려 있고, 최소변위가  $y/y_0=0.23$  정도이다.  $k/k_0=1$ 에서는  $250^\circ$ 부근에서 닫히며,  $k/k_0=4$ 에서는 4번 여닫힘 왕복운동을 한다. 즉 스프링상수의 값이 크면 체크밸브의 개폐횟수가 증가하는 경향을 보인다.

Fig. 6(b)는 크랭크각에 따른 토출구(검사체적 ⑤)의 압력변화를 보여주며 이러한 압력변화는 앞의 밸브의 변위와 함께 Fig. 6(c)에 나타난 질량유량에 영향을 준다. 스프링상수가 낮은 경우 토출구에서의 압력변동은 크지 않지만 스프링상수 값이 증가할수록 압력변동도 증가한다.  $k/k_0=4$ 에서 압력피크치가 4번 나타나는 것은 Fig. 6(a)의 밸브변위 양상과 관계가 있다. 압력피크를 많이 보일수록 과압축손실이 증가하여 단열압축효율이 떨어진다. 토출구에서 토출실(검사체적 ⑥)로의 질량유량을 보여주는 Fig. 6(c)에서  $k/k_0=0.25$ 의 경우  $\theta=250^\circ$ 부근에서 뚜렷한 역류현상을 보이는데, 이는 여기에서의 토출구 압력  $p_5$ 가 토출실 압력  $p_6$ 보다 작고 동시에 체크밸브는 열려 있기 때문이다. 스프링상수가 높은 경우 이러한 역류현상은 짧은 시간동안만으로 제한되는데 그 이유는 Fig. 6(a)에서 보듯이 높은 스프링상수에서는 체크밸브가 닫혀 있는 시간이 비교적 길기 때문이다. 토출실에서 토출구로의 질량유량의 역류는 체적효율을 떨어뜨리는 원인이 된다.  $k/k_0=0.25$ 에서 역류가 심하기는 하지만  $k/k_0=1$  및  $k/k_0=4$ 에서는 질량유량변동이 심하여 결국 스프링 상수의 변화로 인한 체적효율의 변화는 거의 없다고 할 수 있다.

체크밸브의 스프링상수값이 p-v선도에 주는 영향을 압축실 A, B에 대해 Fig. 6(d), (e)에 각각 나타내었다. 압축과정 동안에는 체크밸브의 탄성계수로 인한 영향은 미소하며 단지 토출구에서의 압력  $P_5$ 에 미치는 영향만이 p-v선도 상에 나타난다. 토출구에서의 압력피크 발생은 p-v선도 상의 면적을 증가시켜서 결국 압축일의 증가를 가져온다. Fig. 6(e)에서 압축실 B의 압축행정시 압력이 Fig. 6(d)의 압축실 A의 압력보다 큰 이유는 압축실 A에서 압축실 B로의 가스누설에 기인하며, 압축실 B의 경우 토출행정시 뚜렷한 과압축을 보이는 이유는 Fig. 5에서 보듯이 토출실로의 토출행정개시가 압축실 A에 비해서 늦게 일어나기 때문이다. 체크밸브의 스프링상수값이 압축기 효율에 주는 영향을 Table 3에 정리하였다. 비대칭 램프의 경우 압축실 A의 단열압축효율이 압축실 B의 단열압축효율보다 높는데,

이는 압축실 B의 경우 Fig. 6(e)에서 보듯 압축행정시 누설로 인한 압력증가에 기인한다.

체크밸브가 없는 경우에 비해 체크밸브 설치시 단열압축효율은 감소하는데, 스프링상수 값에 따라 단열압축효율의 감소는 0.3~0.8% 정도이다. 체크밸브가 있는 경우 스프링상수 값이 작을수록 높은 단열압축효율을 보인다. 결국, 체크밸브가 체적효율에 미치는 영향은 매우 작아 무시할 수 있다.

체크밸브의 최대 변위가 압축기 효율에 미치는 영향은 Fig. 7(a)~(e)에 주어졌다.

Table 3 Effect of valve stiffness on volumetric and adiabatic efficiency

	chamber A $\eta_{ad}(\%)$	chamber B $\eta_{ad}(\%)$	$\eta_v(\%)$
no c/valve	98.147	90.596	93.726
$k/k_0=0.25$	97.864	90.466	93.724
$k/k_0=1$	97.776	90.385	93.723
$k/k_0=4$	97.341	89.940	93.775

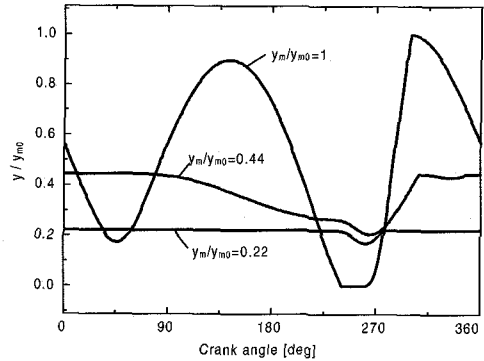


Fig. 7(a) Effect of check valve lift limit on valve motion

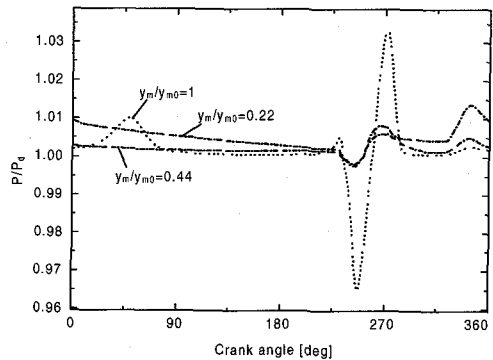


Fig. 7(b) Effect of check valve lift limit on discharge port pressure

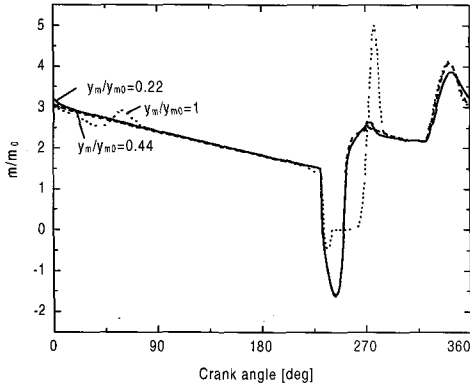


Fig. 7(c) Effect of check valve lift limit on mass flow rate

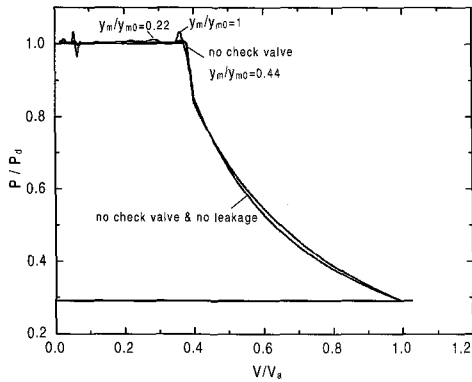


Fig. 7(d) Effect of check valve lift limit on p-v diagram of chamber A without check valve.

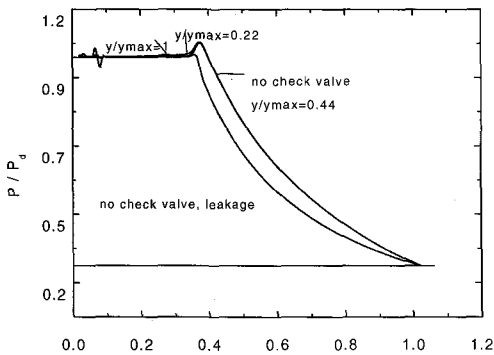


Fig. 7(e) Effect of check valve lift limit on p-v diagram of chamber B without check valve.

Fig. 7(a)에서 최대변위가 작은 경우 체크밸브는 거의 모든 시간 동안 최대치로 열려있으나 최대변위가 증가할수록 밸브를 여닫는 운동이 활발해진다. 토출구

Table 4 Effect of valve lift on volumetric and adiabatic efficiency

	ch. A $\eta_{ad}$ (%)	ch. B $\eta_{ad}$ (%)	$\eta_v$ (%)
$y_m/y_{m0}=0.22$	97.470	90.111	93.722
$y_m/y_{m0}=0.44$	97.783	90.388	93.723
$y_m/y_{m0}=1$	97.776	90.385	93.723

압력  $P_5$ 는 Fig. 7(b)에서 보듯 체크밸브 최대변위가 클수록 압력피크를 발생한다. 이러한 체크밸브의 운동 및 토출구 압력  $P_5$ 의 변화양태는 Fig. 7(c)에서와 같은 질량유량 변동을 가져온다. 밸브 최대변위가 클수록 질량유량 변동이 심해진다. 밸브 최대변위가 클수록 체크밸브의 운동, 토출구 압력, 그리고 질량 유량 변동에 끼치는 영향은 마치 밸브 스프링상수 값이 클수록 보이는 경향과 일치한다. Fig. 7(d), (e)는 밸브 최대변위가 p-v선도에 주는 영향을 보여주며,  $V_a$ 와  $V_b$ 는 각각 Chamber A와 B의 행정체적이다. 전반적인 추세는 Fig. 6(d), (e)와 유사하다.

밸브 최대변위가 단열압축효율 및 체적효율에 미치는 영향을 Table 4에 정리하였다. 압축실 A 및 압축실 B에서 최대 단열압축효율은 밸브 최대변위  $y_m/y_{m0}=0.44$ 에서 얻을 수 있으나 그 차이는 매우 미세하다. 밸브 최대변위가 체적효율에 주는 영향은 거의 없다.

#### 4. 결 론

스크롤 압축기에서 압축기 운전정지시 선회부재의 역회전 방지를 위해 토출실 입구에 설치하는 리드형 체크밸브가 압축기의 효율에 미치는 영향을 체크밸브의 강성과 체크밸브 최대변위의 관점에서 연구한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 체크밸브의 강성과 최대변위가 체적효율에 미치는 영향은 무시할 정도로 작다.
- 2) 체크밸브의 스프링 상수값이 작을수록 단열압축효율상의 손실은 적어진다.
- 3) 체크밸브의 최대변위가 단열압축효율에 미치는 영향은 미소하다.

#### 참고문헌

- (1) Grunwald, S. and Beagle, W., 1990, "Check valve

- movement in a scroll compressor," Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue Univ., pp. 716~726.
- (2) Lee, S.-J., Lee, D.-S., Lee, B.C., and Joo, Y.-S., 1998, "Development of New Check valve for Scroll Compressor," Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue Univ., pp. 501~506.
- (3) Zhu Jie, Wang Disheng, 1990, "A Research of Scroll Compressor Working Process Computer Simulation and Testing," Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue Univ., pp. 232~238.
- (4) 이건호, 김현진, 1992, "Scroll 압축기의 토출구 변화에 따른 성능해석," 기계학회 춘계학술 대회 논문집(II), pp. 307~311.